

动态公路车辆自动衡器系统动态特性分析

中国衡器协会 顾问 陈日兴

【摘要】 本文从动态公路车辆自动衡器系统的动态特性设计计算与分析出发，结合实例介绍了具体承载秤台的动态特性参数的测试方法，进而提出提高动态公路车辆自动衡器系统动态特性的具体措施，供动态公路车辆自动衡器产品的研发设计人员参考。

【关键词】 动态公路车辆自动衡器；动态特性

【Article abstract】 This article starts from the dynamic characteristic design calculation and analysis of Automatic instruments system for weighing road vehicles in motion, and introduces the testing method of the dynamic characteristic parameter of the load receptors, and puts forward the concrete measures to improve the dynamic characteristic of the Automatic instruments system for weighing road vehicles in motion, combined with an example for the reference of product designers.

【Keywords】 Automatic instruments system for weighing road vehicles in motion ; dynamic characteristic parameter

前言

众所周知动态车辆称重包括了动态公路车辆自动衡器与动态轨道衡两种产品。两种产品称重的共同特点就是需要被称车辆以一定的车速动态通过承载秤台，从而得到被称车辆的质量。上述两种产品从被称对象上看，一个是公路车辆，一个是铁路车辆。从车辆运行的地面上看，一个是公路地面上运行，一个是铁路钢轨上运行。两者相同之处是系统动态特性与产品动态准确度都是密切相关的。以往动态公路车辆自动衡器产品设计者往往仅重视产品承载秤台结构形式与称重传感器、仪表的设计，而对于系统动态特性分析缺乏充分的重视与理解。本文笔者结合以往开发动态车辆产品的经验，指出在设计动态公路车辆自动衡器产品时动态特性分析的重要性。以下从建立系统力学模型出发，分析计算提高系统动态特性的具体过程及措施，并结合实例介绍了具体承载秤台动态特性参数的测试方法，供产品研发人员参考。

1. 系统力学模型建立及振动特性分析^{[1][2]}

动态公路车辆自动衡器系统力学模型的建立应包括三大部分：被称车辆主体、承载秤台、土建基础。系统可简化为三自由度系统，原始力学模型如图 1 所示。

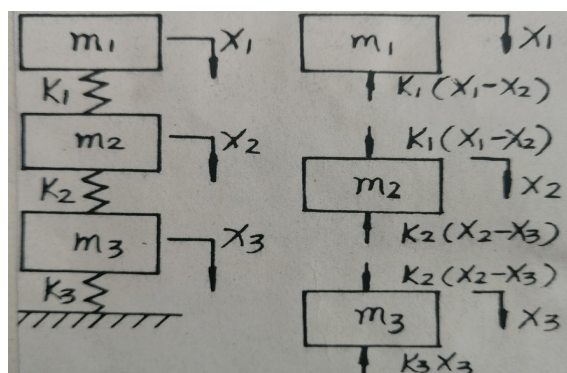


图 1 系统三自由度力学模型

上图中： m_1 ——车辆质量（不包括车辆弹簧下质量）；

m_2 ——承载秤台和车辆弹簧下质量总和；

m_3 ——土建基础质量和传感器以下秤台质量总和；

K_1 ——车辆弹簧刚度； K_2 ——承载秤台总刚度； K_3 ——土建基础刚度。

上述模型中各质量的振动，主要是各质量的浮沉振动（沿 Z 轴垂直振动），在分析系统振动特性时着重关注系统自由振动固有频率及主振型。

1.1 系统自由振动固有频率计算

用动力学基本定律方法建立振动微分方程^[1]如下：

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{X}_1 &= -K_1(X_1 - X_2) \\ m_2 \ddot{X}_2 &= -K_2(X_2 - X_3) + K_1(X_1 - X_2) \\ m_3 \ddot{X}_3 &= -K_3X_3 + K_2(X_2 - X_3) \end{aligned} \quad (1)$$

通过简化矩阵方程，可得三次代数方程式^[1]如下：

$$\begin{aligned} &m_1 m_2 m_3 \lambda^3 - \{ (K_2 + K_3) m_1 m_2 + m_3 [m_1 (K_1 + K_2) + m_2 K_1] \} \lambda^2 \\ &+ \{ (K_2 + K_3) [m_1 (K_1 + K_2) + m_2 K_1] + m_3 [K_1 (K_1 + K_2) - K_1^2] - m_1 K_2^2 \} \lambda \\ &- (K_2 + K_3) [K_1 (K_1 + K_2) - K_1^2] + K_1 K_2^2 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

在上面公式（2）中，只要已知 m_1 、 m_2 、 m_3 、 K_1 、 K_2 、 K_3 之值，即可求得该系统的 1-3 阶固有频率 f_1 、 f_2 、 f_3 。其中 f_1 主要是车辆的浮沉振动引起， f_2 是基础垂直振动引起，取决于地基刚度， f_3 主要取决于承载秤台和称重传感器刚度。

举例：笔者在以往的动态车辆产品的设计参数中，分别按 100 吨重车和 20 吨轻车计算，结果^[1]如下：重车时： $f_1=2.36\text{Hz}$ 、 $f_2=16.98\text{Hz}$ 、 $f_3=13.58\text{Hz}$ ；轻车时： $f_1=6.21\text{Hz}$ 、 $f_2=17.0\text{Hz}$ 、 $f_3=43.58\text{Hz}$ 。从计算结果看：高、低频率明显远离。

说明：由于不同产品各部分的质量 m_1 、 m_2 、 m_3 ，各部分的刚度 K_1 、 K_2 、 K_3 值的不同，求得该

系统的 1-3 阶固有频率也不尽相同，但系统的高、低频率计算结果必须明显远离，否则需要调整上述设计参数。

1.2 系统主振型计算

现仅以三自由度系统模型计算。有公式 (1) 可推出下两式^[1]：

$$\begin{aligned} (K_1 - m_1 p^2) A_1 - K_1 A_2 &= 0 \\ -K_1 A_1 + (K_1 + K_2 - m_2 p^2) A_2 &= K_2 A_3 \end{aligned} \quad (3)$$

将经过计算得到的重车时： $\lambda_1 = 219.51 \text{ 1/s}^2$, $\lambda_2 = 11386.46 \text{ 1/s}^2$, $\lambda_3 = 74964.30 \text{ 1/s}^2$, 分别代入上式，得到三个振型数据如下：

第一振型： $A_1^{(1)} = 1$ (设定)、 $A_2^{(1)} = 0.029$ 、 $A_3^{(1)} = 0.010$ ；

第二振型： $A_1^{(2)} = -0.020$ 、 $A_2^{(2)} = 1$ (设定)、 $A_3^{(2)} = 0.85$ ；

第三振型： $A_1^{(3)} = -0.0030$ 、 $A_2^{(3)} = 1$ (设定)、 $A_3^{(3)} = -0.12$ 。

现将重车时系统各阶固有主振型值图示如下：

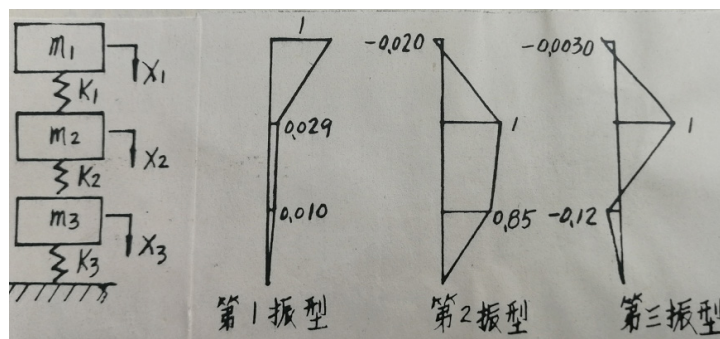


图 2 重车时各阶主振型值图示

用同样方法可以求得轻车时系统各阶固有主振型值图示如下：

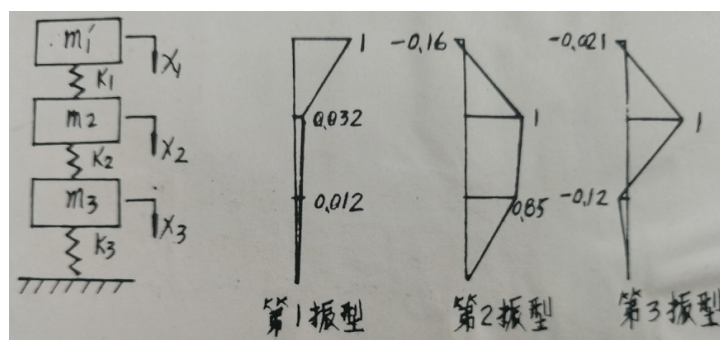


图 3 轻车时各阶主振型值图示

从上面主振型分析结果可以看出：当系统以 f_1 振动时，车辆、承载秤台、基础同相位，而且承载秤台、基础振动振幅与车辆相比很小，对整个系统影响不大；当系统以 f_2 振动时，承载秤台、基础同相位，与车辆相位差 180 度，承载秤台与基础振动振幅较为接近，此时系统振动状态较为不利；当系统以 f_3 振动时，基础、车辆与承载秤台相位差 180 度，基础振动振幅约占秤台振动振幅的 12%。

1.3 分部单元设计计算

在设计计算时的具体方法为分别改变承载秤台、基础质量、刚度，分别进行比较来确定分部单元的设计参数。具体如下述：

1.3.1 改变秤台的结构刚度和固有频率

根据自控理论一个二阶线性系统在单位阶跃信号作用下的输出响应为：

$$C_t = 1 - \frac{e^{-\sigma t}}{\sqrt{1-\xi^2}} \times \sin(\omega_d \times t + \theta) \quad (4)$$

上式中： σ —振动衰减系数， $\sigma = \xi \times \omega_n$ (5)

式中： ξ —系统阻尼比；

ω_n —无阻尼固有频率，

ω_d —有阻尼固有频率；

θ —相位差。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

式中： K —系统刚度；

m —系统质量。

从上式中可以看出，要想系统振动衰减加快，主要取决于 σ ，因此在设计参数中应该提高系统无阻尼固有频率。而提高系统结构动静刚度能缩短瞬态振动周期，可以进一步提高动态称重精度。

具体的做法，就是在承载秤台结构设计中着重改善秤台的动态刚度及阻尼特性。

1.3.2 改变支承底座的结构支承刚度

在设计动态公路车辆自动衡器的机械结构时，多数采用整体组装形式。底座为整体型钢结构焊接框架。此部分的设计重点是：提高承受弯曲载荷的框架结构刚度。具体做法是保证称重传感器的支承底面的水平贴合；加大底部的支承结合面；提高局部刚度等措施。

1.3.3 提高土建基础的动态特性

以往动态公路车辆自动衡器的制造商与产品用户在土建设计及施工中都比较关注土建基础及公路面的平直施工，而忽略土建基础动态特性的技术要求。其实动态公路车辆自动衡器基础与两边的引道路面除了施工质量外，基础的动态特性指标对于动态计量准确度的影响也至关重要。设计者必须重视基础的自振频率与最终沉降量指标。

(1) 基础垂直自振频率

根据振动理论推荐，对于基础不落入共振区的条件是：必须使基础的干扰频率满足：

$$0.75f_z \geq \omega \geq 1.25f_z \quad (7)$$

上式中： ω —基础的干扰频率； f_z —基础的垂直自振频率

设计原则：基础的自振频率 f_z 控制范围要远远大于车辆的干扰频率 ω 。

在基础设计中，根据以下公式：

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (8)$$

上式中： f_z —基础的自振频率；

$$K_z \text{—基础抗压刚度, } K_z = a_z \times C_z \times F \quad (9)$$

上式中： a_z —基础埋深的地基抗压刚度提高系数，

$$a_z = (1 + 0.4\delta_b)^2 \quad (10)$$

式中： δ_b —基础埋深比，

$$\delta_b = \frac{h_t}{\sqrt{F}} \quad (11)$$

式中： h_t —基础埋置深度； F —基础承载面积

m —基础质量

$$m = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{g} \quad (12)$$

上式中： W_1 —承载秤台总重； W_2 —基础重量； W_3 —基础上填土重量。

(2) 基础垂直振动振幅

基础垂直振动振幅 A_z 计算公式：

$$A_z = A_{st} \times \eta \quad (13)$$

上式中： A_{st} —扰力 P_z 作用下基组静位移，

$$A_{st} = \frac{P_z}{K_z} \quad (14)$$

式中： P_z —基础振动扰力，按最大设计静载荷的 10% 计，即 $10\% \theta_{\max}$ ；

K_z —天然地基抗压刚度，由公式 (9) 求得。

η —动力放大系数，

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\theta^2}{f_z^2}\right)^2 + 4(D'_z)^2 \frac{\theta^2}{f_z^2}}} \quad (15)$$

式中： θ —基础最大扰动频率；

f_z —基础垂直向自振频率；

D'_z —基础垂直向阻尼比，按埋置天然地基基础计算，

$$D'_z = (1 + \delta_b) \times D_z \quad (16)$$

式中： δ_b —基础埋深比，按公式（11）计算；

D_z —天然地基阻尼比，根据模拟测试确定。现取 $D_z=0.15$ 。

（3）基础垂直振动速度、加速度计算

$$\text{基础垂直振动速度公式: } \dot{A}_z = 2\pi f_z \times A_z \quad (17)$$

$$\text{基础垂直振动加速度公式: } \ddot{A}_z = 4\pi^2 f_z^2 \times A_z \quad (18)$$

基础垂直振动振幅 A_z 由公式（14）、基础的自振频率 f_z 由公式（8）求出。

根据上述土建基础动力特性的分析计算，设计参数的调整措施除了改变基础尺寸外，还可通过基础侧向填土来调整基础的自振频率，通过设置防振沟等措施减小基础的振动振幅。

从上面分析计算可以看出，尽量提高天然地基的抗压刚度，减少基础的质量。设计通过加大基础底面积，提高土层的压缩模量，使最终均匀沉降量计算值控制在 0.5cm 甚至更小。

1.3.4 称重传感器动态特性参数

另外从动态公路车辆自动衡器系统中的重要部件称重传感器的角度分析，由于目前采用的电阻应变式称重传感器的弹性体的结构形式根据实测数据都高达数百到成千 Hz 的数量级，根据不落入共振区的条件是远远大于其它部分的自由振动固有频率，所以在动态公路车辆自动衡器系统中称重传感器的动态特性参数可以并入承载秤台结构中一并考虑。称重传感器的振动力学模型的建立与分析，详见参考文献【1】。

1.4 动态车速影响

（1）承载秤台与车速

众所周知动态公路车辆自动衡器的计量车速与动态称重数据相关。随着称重车速的提高，承载秤台受迫振动振幅将加剧，从而造成称重精度下降。承载秤台的受迫振动振幅公式如下：

$$Y_{\max} = -\frac{2PL^3}{EJ\pi^4} \times \frac{1}{1 - \frac{VL}{\pi\sqrt{\frac{EJ}{\bar{m}}}}} \quad (19)$$

上式中： $Y_{\max}$ —最大振动振幅；L—主梁跨度；E—弹性模量；J—承载秤台截面惯性矩；

$\bar{m}$ —承载秤台分布质量；V—称量车速；P—车轮集中载荷

从上述关系式中可以看出，除了称重车速加大会使承载秤台最大振动振幅 $Y_{\max}$ 加大外，还可看出要想提高车速，又要 $Y_{\max}$ 保持不变的话，必须采取以下措施：

- 1) 减小承载秤台中称重传感器的支承跨距 L；
- 2) 减小机械秤台分布质量 $\bar{m}$ ，同时合理增加承载秤台的截面惯性矩 J；

（2）线路与车速

在称重准确度不变的前提下，动态公路车辆自动衡器的引道路面状况的好坏将直接影响到称量车速的提高。根据车辆动力学推知，车辆运行最不利速度公式如下：

$$V = \frac{3}{2} \cdot \frac{L}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{st}}} \quad (20)$$

上式中：V—车速；L—路面不平顺波长；g—重力加速度； f_{st} —车辆弹簧静挠度

从上式可看出，要提高车速上限范围就必须加大路面单一不平顺的波长L，但从经济效益角度分析，L 加长势必增加路面施工费用。现从另一个角度的路面凹陷深度来综合考虑，车辆承载弹簧动力挠度公式如下：

$$Z_r = \frac{ar^2}{1-r^2} (\cos Pt - \cos \omega t) \quad (21)$$

式中：a—路面凹陷深度之半；P—车辆运行自振频率； ω —与运行车速成正比的强振圆频率； $r = \omega / P$ 之比；t—车辆以最大额定车速通过一个路面凸峰波长所用的时间。

称重车速与动荷系数有直接关系，设计假设：现设定车辆承载弹簧在路面上运行的动荷系数 $K_d=2\%$ ，由以下公式：

$$K_d = \frac{Z_r}{f_{st}} \quad (22)$$

当车速不同时，可以分别计算出路面不平顺波长为 0.5m 时的凹陷深度 2a 的具体数值，最后确认公路路面平顺要求每米允许变化值是否满足国家对于公路路面设计施工的规定。

2 动态公路自动衡器承载秤台动态特性参数测试方法^[3]

2.1 承载秤台动态自振频率测试

根据本文公式（4）要使系统振动衰减加快，主要提高无阻尼自振频率缩短瞬态振动周期。一般车辆动态干扰频率为已知数，所以动态公路车辆自动衡器承载秤台单元固有频率实测显得尤为重要。自振频率测定一般可用自由振动锤击法或共振法。现以承载秤台动态固有特性参数的测试方法作一介绍。

举例采用自由振动锤击法。其测试方框简图如下图所示：

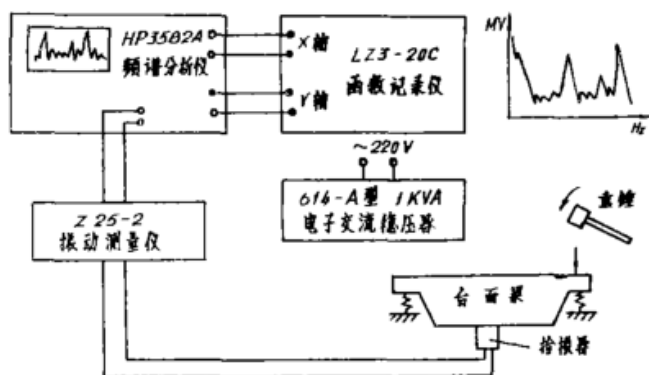


图 4 自振频率测试方框图

试验中,我们将承载秤台划分为9点,根据九个不同位置分成十六种不同的情况分别进行了试验,频率分析仪显示各阶谐振点及固有频率。试验分为有阻尼和无阻尼自由振动固有频率的测定,从频谱曲线上看出无阻尼(即限位松开)比有阻尼(即限位处于正常工作状态)的固有频率低。现根据锤击与拾振点不同位置选两个较为典型的频率曲线图示于图5和图6。

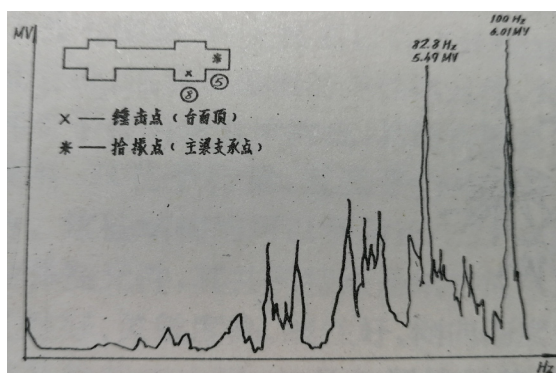


图5 频率曲线图(1)

从图5可看出承载秤台的一阶固有频率值。

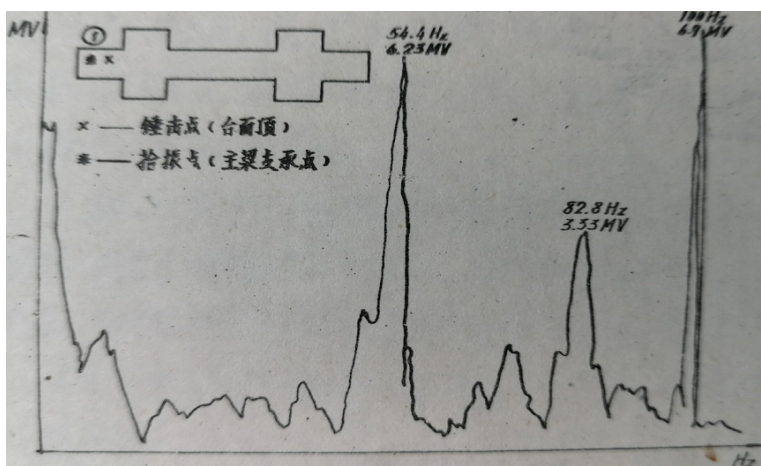


图6 频率曲线图(2)

从图6也可以看出承载秤台的谐振峰值频率。将上面两个频率曲线中得到的谐振峰值频率值平均后即为承载秤台的一阶固有频率值。

2.2 承载秤台阻尼系数的测定

阻尼系数是振动特性的一个重要参数,常用的测定方法有两种,即自由振动法和共振峰法。共振峰法是用激振器对承载秤台进行频率扫描激振,通过对频率响应曲线中共振峰附近的波形分析,计算出阻尼系数 ξ 的数值大小。自由振动法与前述自振频率测试方法有些类似,即用锤击法使承载台面振动,有拾振器测量最后通过光线示波器将其振动衰减波形记录下来。测试方框图如图7所示。

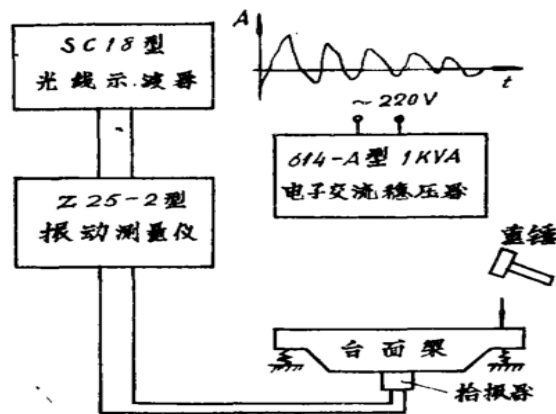


图 7 阻尼系数测试框图

根据记录下的衰减曲线波形、测得的初始振幅与其衰减的波形振幅，即可由下述计算公式 [4] 求出阻尼系数，具体计算方法为：

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (23)$$

式中

$$\delta = \frac{1}{n} \times \ln \frac{A_0}{A_n} \quad (24)$$

$$\text{当 } \xi \leq 0.1 \text{ 时: } \xi = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{1}{2n\pi} \times \ln \frac{A_0}{A_n} \quad (25)$$

式中：n——波形次数； A_0 ——初始波振幅； A_n ——第 n 个波形振幅。

现按承载秤台自由振动衰减曲线中实测出 A_0 ，第 10 个波形振幅 A_{10} ，第 20 个波形振幅 A_{20} ，分别得出 ξ_{10} ， ξ_{20} 。最后以 ξ_{10} 与 ξ_{20} 的平均值作为本次承载秤台的阻尼系数测定值。

结尾

通过上述动态公路车辆自动衡器系统动态特性分析计算以及承载秤台振动特性参数的测试，确定了系统动态固有特性参数，并从动态车辆自动衡器产品实例出发，介绍了提高动态公路车辆自动衡器系统动态特性的具体过程及措施，为系统动态特性分析提供了有力证据。笔者注意到目前我国绝大部分动态公路车辆自动衡器制造企业在研发新产品中，计量技术机构在系统不确定分析时，都忽略或压根没有考虑系统动态特性的影响因素，这是很不正常的。随着动态车辆自动衡器技术朝着高速、高准确度、高可靠性方向发展，本文提出的方法应引起足够重视。

【参考文献】

【1】陈日兴. 关于提高动态电子轨道衡台面称重系统振动特性问题的探讨 [C]. 第二届全国测力与称重技术讨论会，1983. 浙江普陀.

【2】陈日兴. 双台面微机动态轨道衡系统设计方法 [C]. 第三届全国测力与仪表学术交流会, 1985. 福建莆田.

【3】陈日兴. 动态轨道衡台面振动特性参数的测试方法 [J]. 《衡器》杂志 1994 年第 6 期, 总 75 期, 沈阳.

【4】陈日兴. 动态轨道衡基础设计方法概述 [C]. 全国第三届称重与测力技术学术研讨会, 1996. 上海.